

车用球轴承涡轮增压器临界转速分析

黄 若, 葛新滨, 马朝臣

(北京理工大学机械与车辆工程学院, 北京 100081)

摘要: 阐述了增压器轴承—转子系统临界转速的计算分析方法,以某车用球轴承涡轮增压器为例,分别采用Riccati传递矩阵法和DyRoBeS有限元法计算了临界转速,并进行了试验验证。由两种计算方法所得到的1阶和2阶临界转速值与试验值比较,1阶相差5.59%与1.42%,2阶相差2.53%与8.40%。同时,计算分析了轴承刚度、轴承结构尺寸、涡轮材质等参数对增压器临界转速的影响,得到了相关曲线。

关键词: 涡轮增压器; 球轴承; 轴承—转子系统; 临界转速; 传递矩阵法; 有限元法
中图分类号: T K421.8 **文献标志码:** B **文章编号:** 1001-2222(2007)06-0072-05

涡轮增压技术是提高车辆发动机功率、降低燃油消耗、改善排放性能的主要措施。由于球轴承具有0.95~0.99的机械效率(浮动轴承一般为0.85~0.95),很小的阻尼,良好的瞬态响应性,较低的润滑要求等优点,在车用增压器上应用球轴承成为必然趋势。支承型式对轴承—转子系统临界转速有重要影响。车用涡轮增压器的典型结构是:双悬臂、离心压气机叶轮与径流或混流涡轮,内支撑、双浮动轴承。目前,车用涡轮增压器的最高工作转速已经接近 3.0×10^5 r/min,一般车用涡轮增压器在其2阶至3阶临界转速之间工作^[1]。增压器的正常工作需避开其临界转速,这就必须对增压器的轴承—转子动力学特性进行深入研究、优化和调整设计轴承—转子系统结构,计算、分析得到准确的临界转速。

1 增压器轴承—转子系统临界转速的计算分析方法

临界转速计算分析是增压器轴承—转子系统动力学特性分析和结构设计最重要的内容之一,目的是通过计算和试验确定转子支承系统的1阶、2阶、3阶临界转速,分析有关影响因素,以便调整有关结构参数使增压器避开临界转速稳定工作。

临界转速的计算分析方法主要有传递矩阵法和有限元法。因为迄今尚无系统的、完整的球轴承动力学特性分析方法和数据可供参考^[2],用这两种方法对球轴承涡轮增压器进行临界转速计算分析后,一般还须进行试验验证^[1]。

1.1 传递矩阵法

传递矩阵法是把轴承—转子系统分为圆盘、轴段和支撑等若干个典型的元件或部件,用力学方法建立这些部件两端截面状态向量间的传递关系,再利用连续条件就可求得转子在任意截面的状态向量与起始截面状态向量间的关系,通过对能满足边界条件的涡动频率的搜索,就可得出转子系统的各阶临界转速。

任意截面的状态向量可表示为 $\{Z\}_i = [Y, \theta, M, Q]_i^T$,其由挠度(Y),斜率(θ),弯矩(M)及剪力(Q)所组成。任一部件两端截面的状态向量存在如下关系:

$$\{Z\}_{i+1} = [T]_i \{Z\}_i \quad (1)$$

Riccati传递矩阵法把状态向量中的4个元素分为 $\{f\}_i = [M, Q]_i^T$, $\{e\}_i = [Y, \theta]_i^T$ 两组。引入变换

$$\{f\}_i = [S]_i \{e\}_i \quad (2)$$

式中, $[S]_i$ 为截面*i*的Riccati传递矩阵。由起始截面的边界条件知 $\{f_1\} = 0$, $\{e_1\} \neq 0$,故有初始条件 $[S]_1 = [0]$,顺次递推即得到 $[S]_2, [S]_3, \dots, [S]_{N+1}$ 。求得临界转速及与此临界转速相应的模态振型。

1.2 有限元法

有限元法分析转子动力学的思路是将一个典型的轴承—转子系统沿轴线划分为圆盘、轴段和轴承座等单元,通过单元分析,建立单元节点力与节点位移间的关系,综合各单元的运动方程,得到以节点位移为广义坐标的系统运动微分方程,将一个质量连

续分布转子的振动问题转化为有限个自由度的振动问题, 求解一组线性代数方程得到转子的临界转速。

涡轮增压器轴承—转子系统通常由离散的压气机叶轮与涡轮叶轮、旋转零件、具有分布质量及弹性的轴段和轴承座等组成。对于 N 个节点, 其间用 $N - 1$ 个轴段连接而成的转子系统, 综合各圆盘及轴段单元的运动方程, 可得转子系统的运动方程:

$$\begin{cases} [M_1]\{\ddot{U}_1\} + \mathcal{Q}[J_1]\{\dot{U}_2\} + [K_1]\{U_1\} = \{Q_1\} \\ [M_1]\{\ddot{U}_2\} + \mathcal{Q}[J_1]\{\dot{U}_1\} + [K_1]\{U_2\} = \{Q_2\} \end{cases}, \quad (3)$$

式中, $\{U\}$ 为系统的广义位移向量, 整体质量矩阵 $[M_1]$ 、回转矩阵 $\mathcal{Q}[J_1]$ 及刚度矩阵 $[K_1]$ 都是 $2N \times 2N$ 阶的对称稀疏带状矩阵。通过微分方程的齐次解, 可求当 $\Omega = \omega$ 时转子的临界转速。式(3)的齐次式为

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_1 \\ \ddot{U}_2 \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & J_1 \\ -J_1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U}_1 \\ \dot{U}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_x & 0 \\ 0 & K_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} = \{0\}。 \quad (4)$$

设式(4)的解为

$$\begin{cases} \{U_1\} = \{A_1\} \cos \Omega t - \{B_1\} \sin \Omega t \\ \{U_2\} = \{A_1\} \cos \Omega t + \{B_2\} \sin \Omega t \end{cases}, \quad (5)$$

代入式(4), 且令 \cos 和 \sin 项的系数分别为 0, 令 $\Omega = \omega$ 可得

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} K_x - M_1 \omega^2 & J_1 \omega^2 \\ J_1 \omega^2 & K_y - M_1 \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_1 \\ B_2 \end{Bmatrix} = \{0\}, \\ \begin{bmatrix} K_x - M_1 \omega^2 & J_1 \omega^2 \\ J_1 \omega^2 & K_y - M_1 \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} B_1 \\ A_2 \end{Bmatrix} = \{0\}, \end{cases} \quad (6)$$

令 $[M_F] = \begin{bmatrix} M_1 & -J_1 \\ -J_1 & M_1 \end{bmatrix}; [K] = \begin{bmatrix} K_x & 0 \\ 0 & K_y \end{bmatrix}$, 得频率方程为

$$|-M_F \omega^2 + K| = 0。 \quad (7)$$

式(7)是一个有关 ω^2 的 $4N$ 次代数方程, $[K]$ 为实对称正定矩阵, M_F 为实对称矩阵, 仅当 ω^2 为实数的特征值才有意义。它们的算术平方根就是各阶同步正涡动和同步反涡动的临界转速。

2 车用球轴承涡轮增压器临界转速计算结果及试验

2.1 传递矩阵法

某车用球轴承涡轮增压器转动部件由锁紧螺母、压气机叶轮、涡轮转子和轴承内圈等组成。涡轮材料为 K418; 叶轮材料为 ZL105; 转子轴和锁紧螺母材料为 42CrMo; 轴承内圈材料为 GCr15。建立其转子系统集总质量模型如图 1 所示。

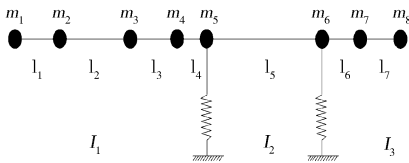


图 1 轴承—转子系统集总质量模型

模型由 8 个集总质量和 9 个截面组成, 转子轴上的起始端, 锁紧螺母, 两个轮盘, 轴承支撑位置, 转轴截面直径变化处分别作部件单元考虑, 轴承内圈处转轴直径以等效的轴承内圈直径来计算截面惯性矩, I_1, I_2, I_3 分别是不同转轴直径下的截面惯性矩。

2.2 有限元法

应用 DyRoBeS 软件的临界转速分析功能进行有限元法计算分析。首先, 用 DyRoBes 建立增压器轴承—转子系统模型(见图 2), 用节点(Station)对轴系进行划分, 图中包含了增压器转子上所有旋转的零件。压气机叶轮和涡轮的质量集中在各自重心位置。两轮的质量、转动惯量和重心位置采用三维建模计算获得(见图 3)。1 阶至 3 阶临界转速振型见图 4 至图 6, 涡动速度图(Campbell 图)见图 7。

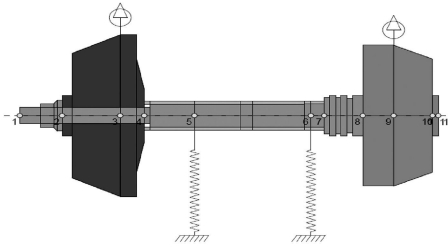


图 2 DyRoBeS 有限元模型

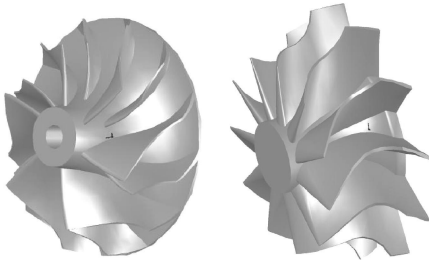


图 3 压气机和涡轮三维模型

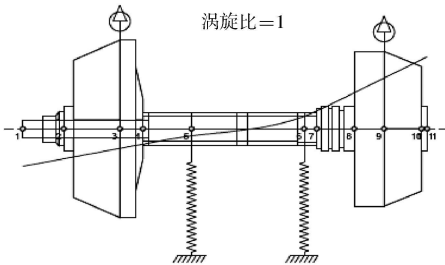


图 4 1 阶临界转速 83 161 r/min 振型

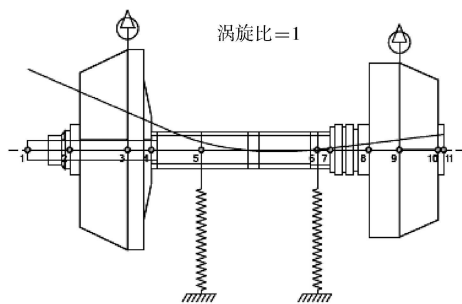


图 5 2 阶临界转速 112 207 r/min 振型

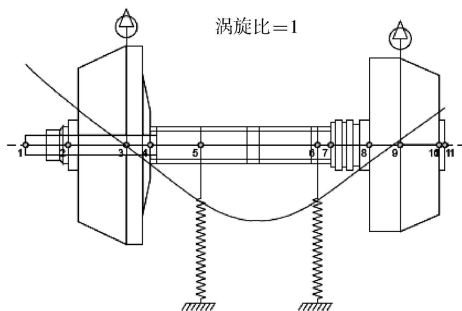


图 6 3 阶临界转速 547 229 r/min 振型

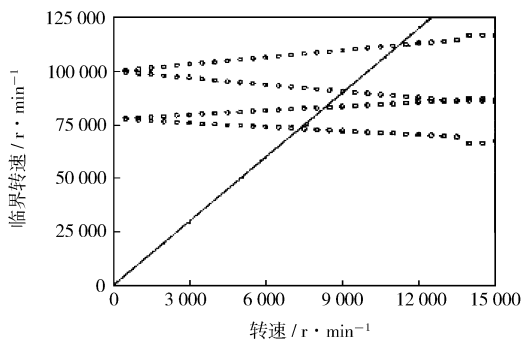


图 7 涡动速度图(Campbell 图)

2.3 试验及结果分析

2.3.1 试验条件及试验结果

球轴承涡轮增压器临界转速的验证振动试验在 VSR MK II 高速整体动平衡机上进行。B. A. T. Al Zahawa 等人用这种方法测量 T3 涡轮增压器的临界转速^[3], 结果与理论计算相吻合。

试验增压器涡轮由压缩空气驱动, 从 0 向工作转速加速。安装在增压器壳体上的振动加速度计及其数据采集系统记录整个过程中振动加速度随转速变化的情况, 并自动绘制试验曲线。整个试验过程约 5 s, 加速度很高。图 8 为在此机器上测得的该球轴承增压器振动加速度与转速的关系曲线(图中 g 为重力加速度), 试验数据列于表 1 中。

从图 8 中可以看出, 在 25 500 r/min 附近有一个小波峰, 这不是转子的第一阶临界转速, 产生这个

振动波峰的原因非常复杂, 可能是转子的某种半频或倍频油膜涡动, 转子与转子零件的非柔性耦合, 或者不准确地将轴承作为刚性系统等。图中第 1 个明显的波峰出现在 71 500 r/min~92 500 r/min, 振动加速度明显高于右边更高转速情况下的振动加速度, 这是转子的第 1 阶临界转速。考虑到试验加速越过临界转速, 试验测得临界转速存在滞后现象^[3-4], 故 1 阶临界转速为 82 000 r/min., 此转速对应 71 500 r/min~92 500 r/min 区间转子取得最大振动加速度值 4.73g 的第 1 点。

第 2 个明显的波峰出现在 122 500 r/min~126 500 r/min, 这是转子的第 2 阶临界转速。同上, 第 2 阶临界转速应为 122 500 r/min(此转速亦对应该转速段的初始最大振动加速度值 4.72g)。波峰从 127 500 r/min 开始下降, 因机器试验能力限制, 不能测量记录更高转速的数据与曲线, 实际上也观察不到第 3 阶临界转速时的振动曲线(第 3 阶临界转速远离其工作范围)。

通过表 1 中计算值和试验值的对比可以看出, 传递矩阵法计算值与试验值相比, 1 阶相差 5.59%, 2 阶相差 2.53%; DyRoBeS 有限元法计算值与试验值相比, 1 阶相差 1.42%, 2 阶相差 -8.40%。计算值与试验值的偏差均在 10% 以内, 验证了计算结果的正确性。

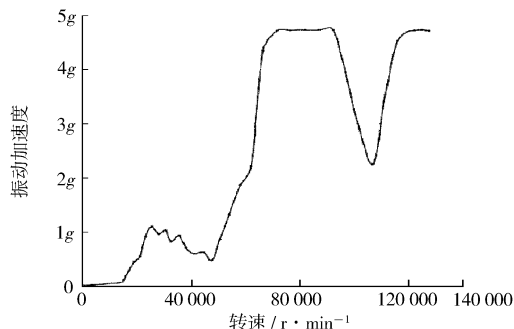


图 8 振动试验测定的振动加速度—转速曲线

表 1 轴承—转子系统临界转速计算值与试验值对比

临界转速值	试验值	传递矩阵法		有限元法	
		计算值	误差/ %	计算值	误差/ %
1 阶临界转速 / r · min ⁻¹	82 000	86 574	5.59	83 161	1.42
2 阶临界转速 / r · min ⁻¹	122 500	125 600	2.53	112 207	- 8.40
3 阶临界转速 / r · min ⁻¹				547 229	

2.3.2 误差分析

2.3.2.1 计算误差

传递矩阵法计算临界转速时, 将转轴等效为弹性无质量轴, 转动体等效为有质量刚性体, 对转动体宽度尺寸远小于转轴长度以及转动体质量远大于转轴质量的零件等效为质量点和转动盘, 计算结果比较精确。不考虑转轴的质量使计算的临界转速偏高, 在计算中取轴承内圈最小直径作为相应转轴段的等效直径, 提高了转轴刚度, 也提高了临界转速。虽然将涡轮与叶轮两个宽度较大的转动件等效为重心位置处的转动盘, 使计算临界转速偏低, 但其影响小于前两者。这是传递矩阵法计算值比试验值高的主要原因。

DyRoBeS 有限元法计算临界转速产生误差的主要原因同样来自建模。两个轮盘被等效为实体, 使临界转速偏低; 轴承内圈的等效处理对计算值影响很大, 轴承内圈形状不规则, 且高速转动时受离心力作用与转轴之间会产生间隙, 对其等效处理需要进行专门研究, 才能使计算结果准确。

2.3.2.2 试验误差

因为加速度传感器固定在壳体上, 试验测量误差主要来自增压器机芯在壳体上的安装, 如安装位置、夹紧和紧固力大小等。本增压器经过多次装夹、测试, 结果一致。

3 影响临界转速的参数分析

分析车用涡轮增压器结构, 对临界转速影响较大的主要因素有轴承支撑刚度、支撑跨距及相对位置、转动部件的材质等。

3.1 轴承刚度

轴承支撑刚度对高速轴承—转子系统的动力特性有重要的影响。滚动轴承工作时, 轴承的动刚度与接触载荷之间的关系是非线性的, 通常对刚度特性的计算是把轴承简化成等效线性弹簧, 忽略刚度随载荷的非线性变化, 这样可能引起轴承—转子系统较大的临界转速计算误差。

车用涡轮增压器既承受径向负荷又承受轴向负荷, 本研究的车用涡轮增压器采用两列定位预紧、背靠背结构方式的角接触球轴承, 通过接触角的变化来适应轴向负荷变化, 接触角的变化会改变轴承径向和轴向刚度, 从而对临界转速产生影响。故得到比较准确的刚度与接触负荷之间的关系或确定合适的轴承刚度对计算分析增压器的临界转速很重要。

临界转速与轴承刚度关系曲线见图 9。可以看出, 在轴承刚度小于 10^6 N/m 时, 随着轴承支撑刚度增加, 临界转速增加; 在轴承刚度大于 10^6 N/m 时, 临界转速基本稳定。

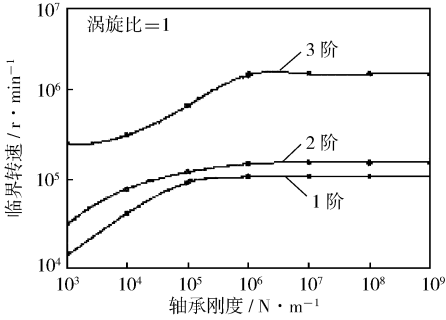


图 9 临界转速与轴承刚度的关系

3.2 轴承支撑跨距及与叶轮距离

用 DyRoBeS 软件计算得到了某车用球轴承涡轮增压器临界转速随轴承支撑跨距与位置变化的关系曲线, 计算时不改变轴承—转子系统的其他参数。

3.2.1 轴承支撑跨距

从图 10 中可以看出, 支撑跨距不变、两个支撑点同时向压气机端移动时, 1 阶临界转速降低, 2 阶临界转速增加; 向涡轮端移动时, 变化趋势相反。图 11 示出支撑跨距向两端同步增大时, 1 阶和 2 阶临界转速均增大, 反之减小。

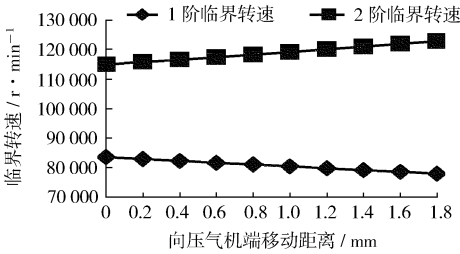


图 10 支撑点向压气机端移动对临界转速的影响

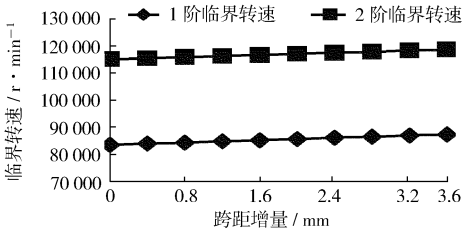


图 11 支撑跨距向两端移动对临界转速的影响

3.2.2 叶轮和涡轮重心位置对临界转速的影响

支撑跨距不变、压气机叶轮重心向外移动时, 1 阶转速基本不变, 2 阶转速下降明显; 压气机叶轮重心向内移动时, 1 阶转速基本不变, 2 阶转速增大明显。同样地, 涡轮重心向外移动时, 1 阶转速下降明

显, 2 阶转速基本不变; 涡轮重心向内移动时, 1 阶转速增加明显, 2 阶转速基本不变。不难理解, 叶轮和涡轮重心位置变化与支撑位置变化对临界转速的影响有相似性, 支撑点向某叶轮一端移动与该端叶轮重心向内移动是等效的, 相当于缩短了该处悬臂梁长度, 提高了该段梁的刚度, 从而提高了临界转速。在球轴承增压器轴承—转子系统设计时, 利用这种变化规律可以方便地调整临界转速。

3.3 轮盘质量和涡轮材料

减小转子的惯性矩可以很好地改善增压器的加速性, 减轻增压滞后, 涡轮转子轻量化发展趋势是用钛铝合金(TiAl)、氮化硅(Si₃N₄)等材料代替 K418 高温合金^[5-6]。为此, 改变涡轮密度、不改变其重心位置, 用 DyRoBeS 软件计算了 1 阶、2 阶和 3 阶临界转速, 计算结果见表 2。

表 2 不同涡轮材料与临界转速计算值

材料	K418	TiAl	Si ₃ N ₄
密度 / g • cm ³	8.2	3.91	3.30
涡轮质量 / g	103.2	49.2	41.5
杨氏弹性模量 / GPa	216	175	300~ 330
泊松比	0.3	0.3	0.25
1 阶临界转速 / r • min ⁻¹	81 734	104 763	106 457
2 阶临界转速 / r • min ⁻¹	112 146	123 950	131 764
3 阶临界转速 / r • min ⁻¹	552 209	539 813	538 258

从表中数据可以看出, 涡轮材料对临界转速的影响较大, 涡轮材料密度降低、涡轮质量成比例减小, 临界转速增加。涡轮采用低密度的材料, 可以减小涡轮质量, 提高涡轮的加速性能, 降低增压器的功率消耗, 提高效率。

4 结论与展望

a) 用 Riccati 传递矩阵法与 DyRoBeS 有限元法计算得到的车用球轴承涡轮增压器临界转速与试

验值相比较, 1 阶临界转速分别相差 5.59% 与 1.42%, 2 阶临界转速分别相差 2.53% 与 8.40%; 计算值与试验值的偏差均在 10% 以内, 说明这两种方法计算球轴承涡轮增压器临界转速是可行的;

b) 对车用球轴承涡轮增压器临界转速影响较大的主要因素有轴承支撑刚度、支撑跨距及相对位置、转动部件的材质等; 临界转速随着轴承刚度的增加而增加, 但到一定值后趋于稳定; 支撑跨距不变、两个支撑点同时向压气机端移动时, 1 阶临界转速降低, 2 阶临界转速增加; 向涡轮端移动时, 变化趋势相反; 支撑跨距向两端同步增大时, 1 阶和 2 阶临界转速均增大, 反之减小; 涡轮质量减小, 临界转速增加;

c) 精确计算、确定车用球轴承涡轮增压器的临界转速意义重大, 建立准确的数学模型是保证计算精度的前提; 车用球轴承涡轮增压器轴承—转子系统结构简单、典型, 转动零件的等效处理对建模精度影响很大, 须对其进行专门研究以提高建模精度, 从而用计算方法得到准确的临界转速。

参考文献:

[1] Sunil N. Sahay, Turbocharger rotor bearing design optimization[C]. SAE Paper 952295, 1995.
[2] 闻邦春, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
[3] Al Zahawi B A T, James B P, Starr F. High speed turboalternator for domestic combined heat and power unit[C]// EMD97. [S. l.]: IEE, 1997.
[4] 顾家柳, 何衍宗, 王 正, 等. 转子动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
[5] 陆克久. 车用涡轮增压器的轻量化技术[J]. 车用发动机, 1999(5): 44-46.
[6] Toshimitsu Tetsui. Development of a TiAl turbocharger for passenger vehicles [J]. Materials Science and Engineering, 2002(A 329-331): 582-588.

Critical Speed Analysis on Vehicle Turbocharger with Ball Bearings

HUANG Ruo, GE Xin-bin, MA Chao-chen

(School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: The calculation and analysis methods of the critical speed for vehicle turbocharger were described. The critical speed was computed with two methods like Riccati transfer matrix and DyRoBeS finite element method for a vehicle turbocharger with ball bearings and was validated by the experiment. It was found by comparing the calculated results and the experimented results that the first critical speed differences between them were 5.59% and 1.42% and that the second critical speed differences between them were 2.53% and 8.4%. Besides these, The effects of bearing rigidity, bearing structure and turbine material on the critical speed were analyzed and the relative curves were acquired.

Key words: turbocharger; ball bearing; bearing-rotor system; critical speed; transfer matrix method; finite element method

[编辑: 潘丽丽]